

# ESTUDIO DE LA INFLUENCIA DE LA CAVITACIÓN EN EL COMPORTAMIENTO DEL FLUJO INTERNO EN TOBERAS DE INYECCIÓN DIESEL TRANSPARENTES

## ARTÍCULO CIENTÍFICO

RECIBIDO: 15/07/2019 ACEPTADO: 15/09/2019 ÚLTIMA VERSIÓN: 15/02/2020

<sup>1</sup> Oscar Hernando Venegas Pereira

Como citar este artículo: Venegas, O, (2020) Estudio de la influencia de la cavitación en el comportamiento del flujo interno en tuberías de inyección diesel transparentes, revista científica Dynamikos 1 (1).  
Recuperado de: <https://teinco.edu.co/revistas-2-2/>

### RESUMEN

En el motor Diesel, uno de los temas que ha despertado gran interés en las últimas décadas es el sistema de inyección, debido a su influencia en los procesos de atomización y formación de la mezcla aire-combustible, los cuales repercuten directamente en las prestaciones y emisiones contaminantes del motor. Con el objetivo de disminuir la brecha científica en el conocimiento del comportamiento del flujo interno y del chorro a la salida del orificio se han llevado a cabo numerosos estudios; sin embargo, el estudio del flujo en el interior de las toberas de inyección, muestra aún incertidumbres significativas sobre todo en condiciones cavitantes, constituyendo un reto importante para la investigación en este campo.

De esta manera, se ha trabajado con un sistema de visualización que permite trabajar con diferentes geometrías y secciones de orificio (planas o cilíndricas), obteniendo imágenes de alta resolución espacial, lo cual posibilita caracterizar la influencia de la geometría tanto en el flujo interno. Se ha analizado en primer lugar la influencia que tiene la geometría en el comportamiento del flujo interno y posteriormente se ha analizado la formación y desarrollo de la cavitación en el interior del orificio, así como su relación con el colapso del gasto másico. Para ello, se han utilizado diferentes geometrías de toberas planas transparentes con dimensiones cercanas a las reales. Como resultado de este estudio se ha podido observar que toberas con una sección de salida más grande son más propensas a cavitarse; también se ha observado que toberas con mayor longitud de orificio necesitan de condiciones más críticas para cavitarse y que el colapso del gasto másico se presenta en condiciones de supercavitación.

**PALABRAS CLAVE:** visualización, cavitación, toberas transparentes, inyección diesel, chorro cercano.

**Sumario:** 1. Introducción. 2. Metodología. 2.1. Maqueta de micro-visualización. 2.2. Determinación de la geometría de las toberas. 2.3. Visualización del flujo interno. 2.4. Plan de ensayos. 3. Resultados y discusión. 3.1. Caracterización hidráulica en estado estacionario. 3.2. Influencia de la geometría en el coeficiente de descarga. 3.3. Visualización de la cavitación. 4. Conclusiones. 5. Referencias bibliográficas.

**Contents:** 1. Introduction. 2. Methodology. 2.1. Micro-visualization vessel. 2.2. Nozzles geometry determination. 2.3. Internal flow visualization. 2.4. Test plan. 3. Results and discussion. 3.1. Hydraulic characterization in steady state. 3.2. Influence of geometry on the discharge coefficient. 3.3. Visualization of cavitation. 4. Conclusions. 5. Bibliographic references.

<sup>1</sup> Profesor del Programa de Ingeniería Mecánica de la Escuela Colombiana de ingeniería Julio Garavito, Colombia – [oscar.venegas@escuelaing.edu.co](mailto:oscar.venegas@escuelaing.edu.co), Traducción de Oscar Venegas (Ph.D. en Sistemas Propulsivos en Medios de Transporte -UPV) , Traducción de Oscar Venegas (Ph.D. en Sistemas Propulsivos en Medios de Transporte -UPV) Profesor de Planta - Programa de Ingeniería Mecánica Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito Autopista Norte AK 45 No. 205-59, Bogotá, Colombia Tel. +57(1) 668 3600 [oscar.venegas@escueling.edu.co](mailto:oscar.venegas@escueling.edu.co)

## 1. INTRODUCCIÓN

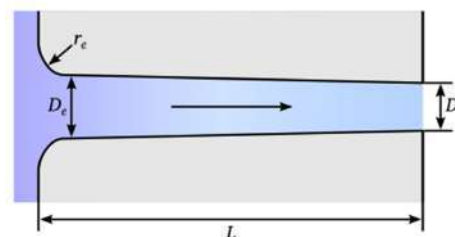
Uno de los mayores desafíos, en el ámbito de los motores Diesel ha sido la reducción del consumo de combustible y emisiones contaminantes. En este sentido, muchos de los logros y avances conseguidos para tal fin se han enfocado en entender el comportamiento del flujo interno y mejorar cada vez más los procesos de atomización y formación de la mezcla aire-combustible, los cuales determinan en gran medida el posterior desarrollo de la combustión. Por ello, continuamente surgen modificaciones o nuevas condiciones de operación de los sistemas de inyección, lo que se traduce en motores más eficientes y con un menor impacto medioambiental (Venegas, 2014).

Precisamente, para la mejora de la atomización del chorro y del proceso de mezcla, los actuales motores Diesel emplean presiones de inyección elevadas, llegando incluso a superar los 200MPa. El hecho de utilizar presiones tan elevadas, favorece la aparición de la cavitación en el interior de las toberas de inyección. Este fenómeno, considerado perjudicial en bombas y otras máquinas hidráulicas por el deterioro producido en las piezas debido a la erosión por cavitación, en el campo de los motores Diesel resulta favorable, puesto que provoca durante el proceso de inyección un aumento del ángulo de apertura del chorro a la salida de la tobera, mejorando el proceso de mezcla entre el combustible y el aire (Payri, Bermúdez, Payri, & Salvador, 2004), (Payri, Salvador, Gimeno, & De la Morena, 2009), (Desantes, Salvador, López, & De la Morena, 2011). Además, la aparición de estas burbujas de vapor conlleva a aumentar la velocidad del fluido debido a la reducción de la fricción con las paredes (Payri, García, Salvador, & Gimeno, 2005) y a la disminución de la sección efectiva para el paso de combustible en estado líquido (Payri, García, Salvador, & Gimeno, 2005), (Schmidt & Corradini, 2001).

Sin embargo, llevar a cabo estudios experimentales de la cavitación en toberas de inyección Diesel resulta realmente difícil. Esta complejidad es debida principalmente a los siguientes factores: las pequeñas dimensiones de los orificios, los cuales suelen tener longitudes en torno al milímetro y diámetros a la salida que rondan las 100 $\mu$ m; la elevada velocidad del flujo, debido a la alta presión aguas arriba y la restricción que tiene el fluido al pasar por el orificio, la velocidad se incrementa llegando a varios cientos de metros por segundo en condiciones reales de funcionamiento y el proceso de inyección transitorio, con duraciones de inyección generalmente del orden de milisegundos o inferiores (Venegas, 2014).

Debido a las anteriores dificultades, son muchos los autores que han centrado sus esfuerzos en desarrollar herramientas experimentales y teóricas para la caracterización del flujo en el interior de toberas de inyección Diesel (Venegas, 2014). En la Figura 1 se definen los parámetros geométricos más importantes en los orificios de descarga de una tobera de inyección: diámetro de entrada del orificio  $D_e$ , diámetro de salida del orificio  $D_o$ , longitud del orificio  $L$ , y radio de entrada  $R_e$  o radio de acuerdo.

Parámetros geométricos de un orificio de inyección.



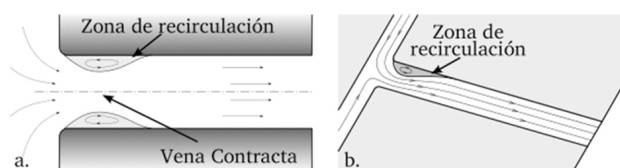
Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

En el caso de toberas en las que el orificio es axisimétrico (Figura 2a), como las toberas mono-orificio habitualmente utilizadas en investigación (Gimeno, 2008), (Linne, Paciaroni, Hall, & Parker, 2006), (Yon, 2003), el flujo entra por igual en todas direcciones. Como consecuencia del cambio brusco de sección que supone el orificio, las líneas de corriente se deflecan, provocando el desprendimiento de la capa límite y la aparición de una zona de recirculación en la sección de entrada del orificio.

Por su parte, en una tobera multiorificio, en la que el eje de los orificios de descarga tiene un ángulo respecto al eje de simetría de la tobera (caso habitual en toberas comerciales (Payri, Salvador, Gimeno, & la Morena, 2009), (Bae & Kang, 2000), (Kull & Krüger, 2004)), el cambio de la direccionalidad del flujo es mayor, aunque la recirculación del flujo se restringe a la mitad superior del orificio, justo por donde viene la alimentación de combustible (Figura 2b).

Estructura del flujo en una tobera de inyección.

a) Geometría axisimétrica. b) Tobera multiorificio.



Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Cabe destacar que, bajo determinadas condiciones de inyección, el incremento de velocidad del flujo y la pérdida local de presión existentes en las zonas de recirculación pueden llegar a caer hasta la presión de saturación del fluido, produciéndose el cambio de fase del mismo conocido como cavitación, el cual es un fenómeno de cambio de fase (líquido a vapor) que se forma en la zona cercana al radio de entrada del orificio.

Una de las primeras investigaciones de la cavitación en el ámbito de la inyección Diesel fue la llevada a cabo por Bergwerk (Bergwerk, 1959) donde estudió la influencia de la geometría de diferentes toberas en el comportamiento del flujo. Bergwerk observó el desarrollo del flujo interno mediante la visualización del flujo en orificios transparentes y advirtió la presencia de cavitación en determinadas condiciones, así como la presencia de un fenómeno conocido en la literatura como hydraulic flip. Este fenómeno se produce como consecuencia de la separación de la capa límite a la entrada del orificio extendiéndose por todo el orificio ocasionando que el gas, situado en la cámara de descarga, remonte aguas arriba del orificio ocupando el espacio entre la pared y la vena líquida (Salvador J. , 2007). En su trabajo Bergwerk definió el número de cavitación de acuerdo a la ecuación (1)

$$CN = \frac{P_i - P_v}{P_b - P_v}$$

Posteriormente Soteriou et al. (Soteriou, Andrews, & Smith, 1995) observaron que orificios trabajando en condiciones de hydraulic flip daban lugar a chorros de gran penetración y muy poco atomizados. Además, supusieron que el flujo en el interior del orificio no experimentaba pérdidas por fricción con la pared, puesto que se encontraba una capa de gas entre el líquido y la pared. Sin embargo, el fenómeno de hydraulic flip no debe ser considerado como un comportamiento típico en toberas de inyección Diesel; de hecho, este fenómeno nunca ha sido observado en toberas de tamaño real y a condiciones reales de funcionamiento.

Otros estudios sirvieron para caracterizar la cavitación como un fenómeno transitorio y multidimensional. Bode (Bode, y otros, 1992) observó que la zona de propagación de la nube de burbujas generadas como consecuencia de la cavitación era caótica, variaba temporalmente y carecía de simetría. En sus estudios Bode observó que la cavitación se presentaba en forma de hilos (cavitation films) que se extendían desde la entrada del orificio y acababan desapareciendo en un punto a lo largo del mismo. Además, se confirmó a través de diversos ensayos con el mismo orificio que la cavitación y la formación de estos hilos aparecían siempre en las mismas zonas, asociadas con zonas de mayor irregularidad superficial.

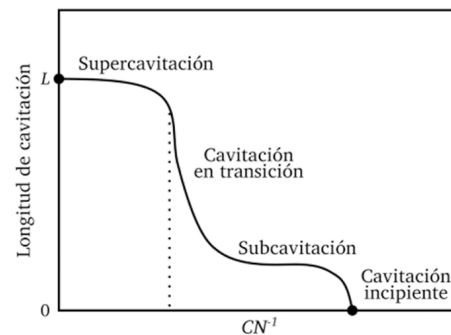
Chaves et al. (Chaves, Knapp, Kubitzek, & Obermeier, 1995) ampliaron el trabajo de Bode, centrándose en lo que denominaron como supercavitación. Estos investigadores usaron el término supercavitación para describir el estado en que la cavitación se desarrolla a lo largo de todo el orificio hasta la salida. A través de estos estudios observaron que uno de los efectos más notables de la supercavitación es el incremento del ángulo del chorro a la salida de la tobera como ha sido corroborado por Soteriou et al. (Soteriou, Smith, & Andrews, 1998), Salvador (Salvador F. J., 2003) y De la Morena (De la Morena, 2011). Este último observó un incremento del ángulo entre 1.5° y 3° en una tobera monorificio cilíndrica para las condiciones donde se detectaban burbujas de cavitación a la salida de la tobera.

Sin embargo, no es necesario que la cavitación se extienda hasta la salida para encontrar efectos importantes en el chorro. De hecho, autores como Arai et al. (Arai, Shimizu, & Hiroyasu, 1991), Hiroyasu et al. (Hiroyasu, Arai, & Shimizu, 1991) y Soteriou et al. (Soteriou, Andrews, & Smith, 1995) encontraron evidencias sobre el incremento significativo del ángulo del chorro durante la aparición de las primeras burbujas de vapor en el interior del orificio (cavitación incipiente). Simultáneamente la longitud intacta se reducía.

Chaves et al. (Chaves, Knapp, Kubitzek, & Obermeier, 1995) presentaron otra observación interesante a partir de sus estudios llevados a cabo en un orificio de entrada redondeada, advirtiendo que, a pesar de tener un radio de acuerdo bastante grande el orificio cavitaba debido a las irregularidades superficiales. Así, demostraron que la rugosidad por sí sola podría causar en algunos casos la cavitación de un orificio a pesar de tener un radio de acuerdo redondeado. Otro de los hechos importantes que señaló fue que para pasar de cavitación incipiente a supercavitación se requería solo un incremento de presión de 2MPa.

Uno de los temas que ha despertado mayor interés en el ámbito del flujo cavitante es, indudablemente, el estudio de la evolución de la extensión ocupada por la cavitación a lo largo del orificio, representado a modo de esquema en la Figura 3. Esta figura, en la que se representa la longitud de cavitación en función del número de cavitación (CN), se basa en los estudios desarrollados por diversos autores como Nurick (Nurick, 1976), Chaves et al. (Chaves, Knapp, Kubitzek, & Obermeier, 1995), Roosen et al. (Roosen, Unruch, & Behmann, 1997), Hiroyasu (Hiroyasu, 2000) o Sato y Saito (Sato & Saito, 2002). Precisamente, este último autor establece cuatro tipos de cavitación en función de la longitud de la región ocupada por el combustible en fase vapor: cavitación incipiente (aparecen las primeras burbujas de vapor), sub-cavitación, cavitación de transición y supercavitación (la extensión de la región ocupada por vapor alcanza la salida de la tobera). Otros autores como Sou et al. (Sou, Tomiyama, Hosokawa, Nigorikawa, & Maeda, 2006), agrupan las dos etapas intermedias establecidas por Sato y Saito en una única etapa, conocida como cavitación en desarrollo.

Longitud ocupada por la cavitación en función de CN.



Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Como se puede apreciar en la Figura 3, una vez aparecen las primeras burbujas de vapor (cavitación incipiente), el aumento del número de cavitación tendrá inicialmente poca influencia sobre la extensión de la región ocupada por la cavitación, aunque si se continúa aumentando el número de cavitación, ya sea mediante el aumento de la presión de inyección o la disminución de la presión de descarga, la cavitación crece rápidamente a lo largo del orificio hasta alcanzar la sección de salida de la tobera (supercavitación).

A pesar de las grandes dificultades existentes para el estudio experimental del flujo interno en toberas de inyección, se han llevado a cabo diferentes trabajos que intentan dar una mayor comprensión del comportamiento del flujo interno y el fenómeno de la cavitación (Venegas, 2014). Estos trabajos se han basado en la caracterización hidráulica del flujo a la salida de los orificios y en la visualización del flujo en el interior de los orificios a través de toberas transparentes.

El comportamiento del flujo a través de un orificio es completamente diferente en función de si se encuentra en condiciones de régimen laminar o turbulento. Sin embargo, las pequeñas dimensiones de los orificios presentes en las toberas de inyección, así como las altas velocidades que se alcanzan en su interior, hacen complicado el obtener información del desarrollo del flujo en estos elementos. Para la mayoría de aplicaciones prácticas el valor de transición entre los dos regímenes se sitúa en  $Re_{crit} = 2300$ . Para por debajo de este valor el régimen será laminar, por encima hasta un  $Re_{crit} = 4000$  se encuentra una zona de transición en donde el flujo fluctúa entre régimen laminar y turbulento alternativamente. A partir de  $Re_{crit} = 4000$  se puede considerar el régimen totalmente turbulento.

Sin embargo, esta forma de describir el flujo sólo resulta válida para flujos completamente desarrollados, es decir para conductos largos en relación a su diámetro (relaciones grandes). Una de las formas más utilizadas para evaluar el comportamiento del flujo en toberas de inyección consiste en la caracterización del coeficiente de descarga (ecuación (2)). Este coeficiente se define como el cociente entre el caudal másico real y el caudal másico teórico (Venegas, 2014).

$$C_d = \frac{\dot{m}_f}{A_o \sqrt{2\rho_f \Delta p}}$$

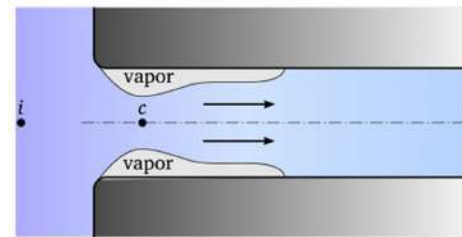
donde  $A_o$  el área geométrica a la salida del orificio,  $\rho_f$  es la densidad del fluido y  $\Delta p$  es la diferencia entre la presión aguas arriba y aguas abajo del orificio ( $P_i - P_b$ ).

La caracterización hidráulica como técnica para determinar el comportamiento del flujo en condiciones cavitantes, permiten trabajar con toberas reales de forma no intrusiva obteniendo el comportamiento de la capacidad de descarga de los orificios junto con otros coeficientes adimensionales en condiciones cavitantes. Así, Bergwerk (Bergwerk, 1959) manifestó la pérdida de la capacidad de carga de la tobera con la aparición de la cavitación, y se pudo comprobar como el coeficiente de descarga se veía poco influenciado por el número de Reynolds en condiciones cavitantes. Además, observó que una vez iniciada la cavitación el coeficiente de descarga dependía fuertemente de la relación de presiones definida como  $(P_i - P_b) / P_b$ .

En 1976, Nurick (Nurick, 1976) propuso un modelo, conocido en la actualidad como Modelo Unidimensional de Nurick, para intentar explicar el comportamiento del coeficiente de descarga. Dicho modelo fue validado mediante diversos ensayos experimentales llevados a cabo sobre orificios de diferente relación longitud-diámetro, radio de acuerdo a la entrada y un amplio rango de presiones de descarga.

Basándose en la simplificación mostrada en la Figura 4, Nurick definió tres puntos característicos del orificio para explicar el comportamiento del coeficiente de descarga: un primer punto aguas arriba del orificio suficientemente alejado de éste como para poder considerar que la velocidad es despreciable en comparación con las velocidades que se pueden dar en el interior del orificio (punto *i*), un segundo punto situado en la sección de máxima restricción del flujo que coincide con la sección de mayor velocidad y menor presión (punto *c*) y un tercer punto correspondiente a la salida de la tobera (punto *b*).

Esquema del fenómeno de la cavitación en una tobera axisimétrica.



Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Usando el modelo de Nurick y aplicando la ecuación de Bernoulli entre los puntos *i* y *c*, se llega a definir una nueva variante del número de cavitación, representado por la letra *K* como se muestra en la ecuación (3) y adicionalmente se define el coeficiente de descarga  $C_d$  en condiciones cavitantes, el cual crece linealmente con la raíz del número de cavitación, tal como expresa la ecuación (4), tal como se detalla en (Venegas, 2014),.

$$K = \frac{p_i - p_v}{p_i - p_b} = \frac{1}{KN}$$

$$C_d = C_c \sqrt{K}$$

Sin embargo, para estudiar la formación y apariencia de la cavitación, se hace imprescindible el uso de toberas transparentes. Debido a las características del fenómeno (altas velocidades de flujo, diámetros pequeños y flujo bifásico) su visualización resulta considerablemente compleja. Por este motivo, es habitual la utilización de geometrías simplificadas, aunque existen estudios que han conseguido resultados satisfactorios utilizando geometrías más similares a las de una tobera real (Chaves & Schuhbauer, 2006), (Walther, 2002), (Blessing, König, Krüger, Michels, & Schwarz, 2003).

Los estudios más importantes existentes en la bibliografía, mostrados en función del tipo de geometrías utilizadas (sección rectangular y sección circular) se detallan en (Venegas, 2014). Dichos estudios muestran cómo la naturaleza de la cavitación cambia en función del tamaño de los orificios. Por este motivo, y a pesar de las dificultades existentes en la visualización de este tipo de geometrías, son cada vez más los estudios que utilizan orificios de tamaños similares a los habituales en toberas de inyección (Chaves & Schuhbauer, 2006), (Blessing, König, Krüger, Michels, & Schwarz, 2003), (Badock, Wirth, & Tropea, 1999), (Saliba, Baz, Champoussin, Lance, & Marié, 2004), (Collicott & Li, 2006), (Andriotis & Gavaises, 2009).

Así, el propósito del presente estudio es lograr profundizar y dar explicación a los diversos fenómenos asociados a la cavitación en toberas de inyección Diesel. Para ello se diseña y pone en marcha un sistema de visualización de orificios transparentes que permitirá observar el flujo en el interior del orificio usando toberas con dimensiones cercanas a las utilizadas en un sistema de inyección Diesel actual.

En el apartado 2, se describen las técnicas experimentales utilizadas a lo largo del estudio y cómo se implementa el sistema de visualización. En primer lugar, se describe la maqueta de micro-visualización, prestando especial atención al sistema de visualización del flujo interno en toberas transparentes acoplado en la parte superior de la maqueta. Luego se introducirá la metodología seguida para la determinación de la geometría interna de las toberas a partir de la obtención de imágenes usando un microscopio digital y un micrómetro. A continuación, se describe la técnica de visualización de alta resolución por iluminación trasera difusa para detectar la cavitación. Posteriormente, se describe el principio físico de la medida del gasto másico en flujo continuo, de gran importancia para llevar a cabo la caracterización hidráulica de las toberas. En la parte final del apartado, se darán los detalles de las geometrías utilizadas en el estudio y el plan de trabajo seguido.

El apartado 3 abarca los resultados concernientes al estudio del flujo interno en condiciones cavitantes y no cavitantes. En primer lugar, usando diferentes modelos simplificados de toberas transparentes (siete planas asimétricas y una con orificio cilíndrico), se estudia la influencia que tiene la geometría en la formación de la cavitación. Así, aplicando la técnica de visualización e inyectando en una atmósfera líquida (con una resolución cercana a los 500pixel/mm), junto con la caracterización hidráulica, se puede determinar el inicio de la cavitación, el desarrollo de ésta a través del orificio, las burbujas que se desprenden a la salida del orificio y colapso del gasto másico; todos estos influenciados tanto por las características geométricas de las toberas como por las condiciones de presión aguas arriba y aguas abajo del orificio. Posteriormente, se mostrará la influencia que tiene el combustible en la aparición y desarrollo de la cavitación usando la tobera transparente cilíndrica y cuatro combustibles diferentes.

Por último, en el apartado 4, se establecerán las conclusiones más importantes extraídas a partir de los resultados obtenidos en los capítulos anteriores. Además, se expondrán algunos de los posibles trabajos futuros encaminados a mejorar el conocimiento del proceso de inyección Diesel y del fenómeno de la cavitación.

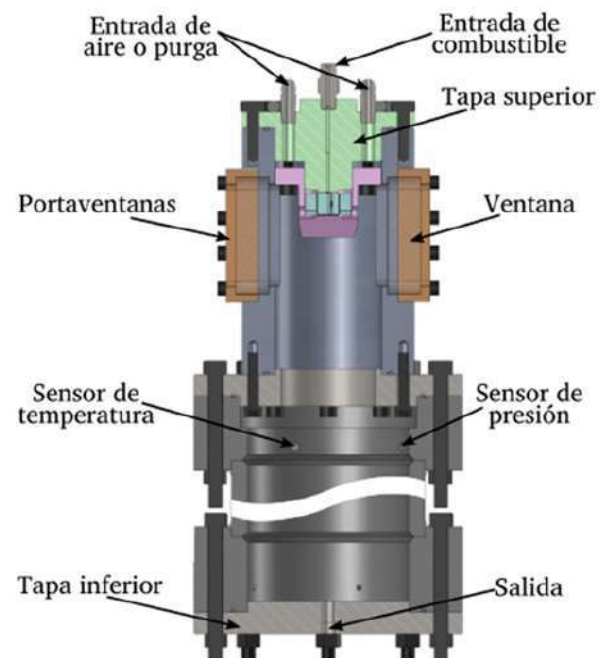
## 2. METODOLOGÍA

El desarrollo del estudio se enmarca dentro una investigación de tipo diseño cuasi-experimental, en donde se busca observar la influencia de la cavitación en el comportamiento hidráulico a partir de unas condiciones de inyección (aguas arriba) y unas condiciones de contrapresión (aguas abajo) para diferentes toberas de inyección. Así, en este apartado se hará una descripción de las distintas técnicas y herramientas utilizadas a lo largo de este trabajo, las cuales permitirán analizar la relación existente entre la formación y el desarrollo de la cavitación en las características del flujo interno.

### 2.1 MAQUETA DE MICRO-VISUALIZACIÓN

La maqueta presurizada de inyección, denominada maqueta de micro-visualización, consiste básicamente en un largo cilindro de acero inoxidable (1m aproximadamente) en el que se incluyen dos accesos ópticos opuestos (ver Figura 5), de forma que permitan la visualización en el interior de la maqueta. Los accesos ópticos formados por ventanas planas de metacrilato, con un espesor de unos 30mm, son capaces de soportar hasta 6MPa aproximadamente sin sufrir deformaciones significativas. Por lo tanto, este valor será considerado en adelante como el límite mecánico de presión en el interior de la maqueta (Venegas, 2014).

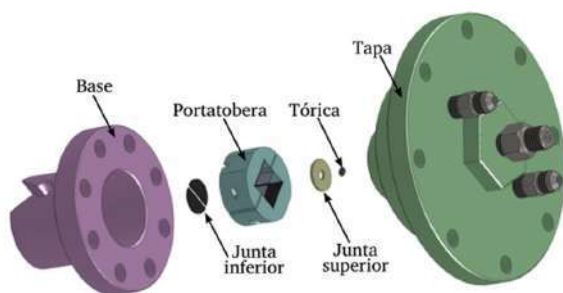
Figura 1. Esquema de la maqueta de micro-visualización.



Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

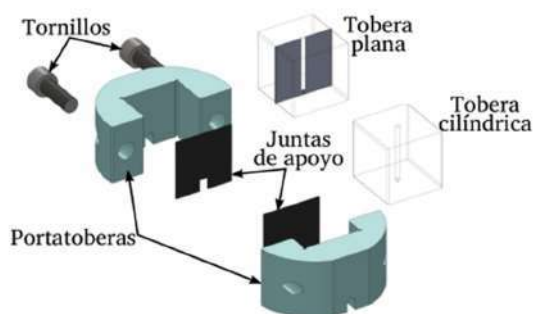
En la Figura 6, se muestra un despiece de los elementos que componen la tapa superior. Este diseño se realizó con el fin de tener un sistema de montaje de toberas flexible y lograr obtener acceso óptico a los orificios y permitir la salida del chorro. Adicionalmente la Tapa superior contiene el Portatoberas, que tiene como finalidades: alojar las toberas (ya sea una tobera plana o cilíndrica), dar forma y conseguir el ajuste necesario en el caso de las toberas planas y por último lograr que las toberas queden concéntricas con el sistema (ver Figura 7). El detalle del diseño de la Tapa superior y el procedimiento de montaje se encuentran descritos en (Venegas, 2014).

Figura 2. Despiece de la tapa superior.



Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Figura 3. Despiece del portatobera.



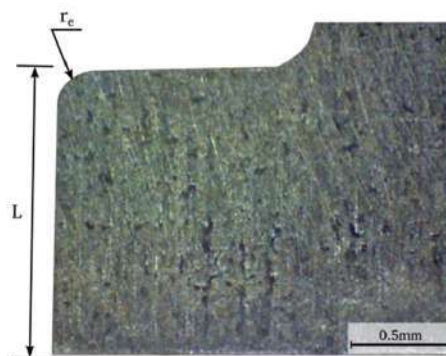
Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

## 2.2 DETERMINACIÓN DE LA GEOMETRÍA DE LAS TOBERAS

Para obtener la geometría interna en orificios reales, algunos estudios (De la Morena, 2011), (Gimeno, 2008) han usado la técnica de obtención de moldes de silicona (Macián, Bermudez, Payri, & Gimeno, 2003). Otros estudios más recientes han obtenido resultados similares con el uso de rayos X (Lee, Fezzaa, & Wang, 2005), (Kastengren, y otros, 2012). Ahora, puesto que las toberas utilizadas en el presente estudio son transparentes, determinar la geometría resulta menos compleja de obtener. Es evidente que conocer la mayoría de parámetros geométricos internos de los orificios de las toberas no es tarea fácil; sin embargo, si se desean establecer relaciones importantes entre la geometría de las toberas y el comportamiento del flujo interno, es necesario conocer la morfología interna de la forma más precisa posible. La medición de la geometría interna se realiza de dos maneras: por un lado, las dimensiones lineales de las láminas que conforman el orificio de la tobera pueden ser medidas a través de un micrómetro. De esta manera, se obtiene de forma sencilla y precisa la longitud del orificio ( $L$ ) y las dimensiones exteriores de las láminas. Por otro lado, para la medición de los demás parámetros del orificio como radio de acuerdo, área de salida, ancho y espesor del orificio (en toberas planas) ó diámetros de orificio (en toberas cilíndricas) se utiliza un microscopio digital. Este microscopio permite realizar diferentes aumentos de acuerdo a la zona de interés que se desee medir.

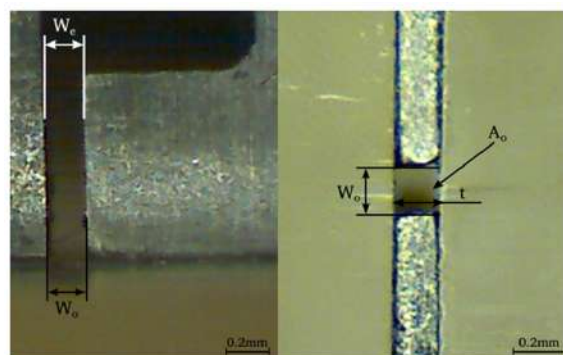
La Figura 8, muestra una de las láminas que conforman el orificio antes del montaje; de donde se obtiene la longitud del orificio (obtenido también con el micrómetro) y el radio de acuerdo ( $R_o$ ). Para una completa caracterización de los orificios, son tomadas imágenes laterales y desde la parte inferior de la tobera (a la salida del orificio) una vez ha sido conformada la tobera (Figura 9) con el fin de obtener el ancho a la entrada  $W_e$ , el ancho a la salida del orificio  $W_o$ , el espesor  $t$  y por tanto el área geométrica de descarga  $A_o$ .

Imagen de una vista lateral de una de las láminas que forma el orificio obtenida con microscopio digital



Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Despiece Vista lateral e inferior de una tobera plana transparente.

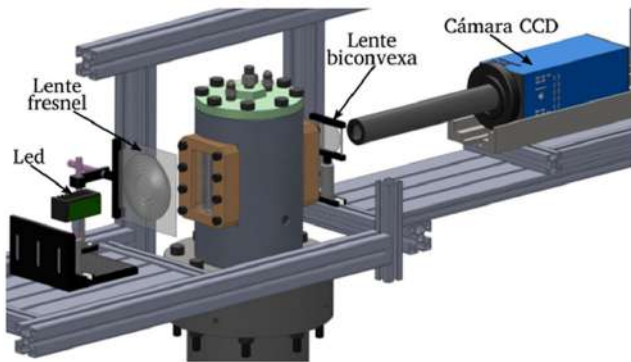


Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

## 2.3 VISUALIZACIÓN DEL FLUJO INTERNO

Para visualizar el flujo en el interior del orificio, se ha puesto en marcha una instalación óptica que permite obtener imágenes con una resolución de hasta 500pixel/mm aproximadamente a través de la técnica conocida como iluminación trasera difusa, la cual se basa en la diferencia entre el índice de refracción del fluido que se desea visualizar y el fluido que lo rodea (Venegas, 2014). De esta forma, los haces de luz alcanzan el fluido de trabajo, se desvían como consecuencia de la refracción, mientras que el resto continúan su camino libremente. Así, la imagen formada en el lado contrario (lado de la cámara) a la iluminación muestra la sombra de aquello que se desea observar. Esta configuración ha sido ampliamente utilizada para el estudio del comportamiento del chorro (Payri, Salvador, Gimeno, & Soare, 2005), (Jeong, Lee, & Ikeda, 2007), (Gao, y otros, 2009), (Hillamo, Sarjovaara, Kaario, Vuorinen, & Larmi, 2010). La descripción y características de cada uno de los elementos y su ubicación en el sistema se encuentran al detalle en (Venegas, 2014). En la Figura 10 se muestra un esquema general de la instalación utilizada para este fin.

Esquema de la instalación utilizada para la visualización.

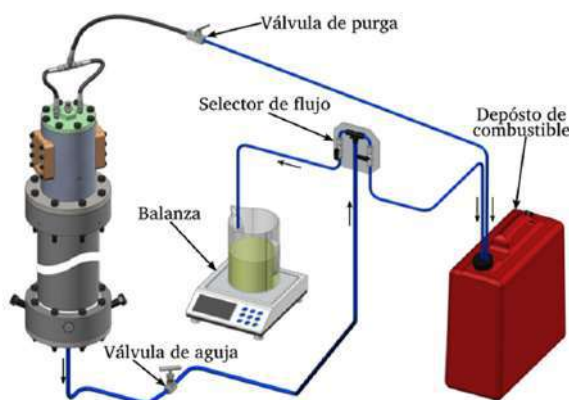


Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Para visualizar la cavitación y evitar la desviación de la luz, el fluido en la cámara es el mismo combustible inyectado; es decir se inyecta combustible en combustible. Esta configuración permitirá discernir entre las fases líquida y vapor del propio combustible, debido a la diferencia en el índice de refracción de ambas.

Con el fin de purgar la maqueta, la tapa superior tiene dos salidas por donde saldrá el aire que queda en la maqueta. Por otro lado, el combustible entra a la maqueta a través de la tobera de inyección y la presión de descarga será controlada gracias a una válvula de aguja en la parte inferior de la maqueta. Una vez que la presión está estable, el combustible evacuado de la maqueta puede ser dirigido al retorno o a una balanza para medir el gasto másico que pasa a través de la tobera transparente, inyectando siempre en condiciones estacionarias (flujo continuo). Un esquema de la instalación se muestra en la Figura 11.

Esquema de la instalación utilizando combustible líquido como fluido en la descarga.



Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Debido a que toda la maqueta se encuentra completamente llena de combustible y se inyecta combustible en la misma en condiciones estacionarias, el gasto másico de combustible que sale por la tobera es el mismo gasto másico de combustible que sale de la maqueta (Venegas, 2014). Así, una vez se tiene el gasto másico estabilizado para una determinada condición de operación, es posible determinar el gasto másico tomando una masa inicial ( $m_1$ ) y una masa final ( $m_2$ ) en un determinado tiempo ( $\Delta t$ ) como se muestra en la ecuación (5).

La lectura y registro de la masa inicial y la masa final se realiza a través del software de la balanza conectado a un computador y por tanto el gasto másico de combustible para cada condición puede ser calculada de acuerdo a la ecuación (5).

$$\dot{m}_f = \frac{m_2 - m_1}{\Delta t}$$

Posteriormente para evaluar el comportamiento del flujo en toberas de inyección consiste en la caracterización del coeficiente de descarga tanto en condiciones cavitantes como no cavitantes para observar el comportamiento de cada tobera a diferentes condiciones de operación.

## 2.4 PLAN DE ENSAYOS

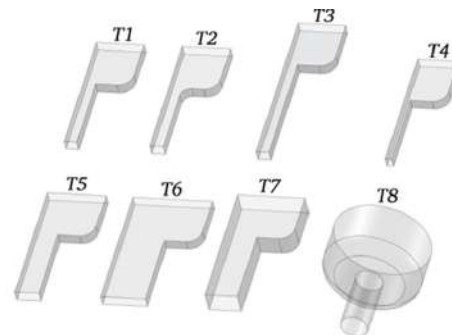
Una vez se ha mostrado el procedimiento para el montaje y la determinación de la geometría de cada una de las toberas, en la Tabla 1 y en la Figura 12 se muestran las toberas a usadas en el estudio. Dentro de los modelos mostrados en la Tabla 1 se cuenta con una tobera cilíndrica (T8) y una variedad de toberas planas de diferentes geometrías. Así el propósito de este grupo de toberas es tener toberas semejantes donde varíe solamente el radio de acuerdo a la entrada (toberas T1 y T2), toberas semejantes donde solo varía la longitud del orificio (toberas T1 y T3) y toberas semejantes donde se mantiene  $L$  y  $r_e$  y varía únicamente  $W$  (toberas T1, T4, T5 y T6). La tobera T7 se realizó con el fin de obtener una sección de salida comparable con la tobera cilíndrica T8 (Venegas, 2014).

Tabla 1. Parámetros geométricos de las toberas transparentes utilizadas

| Tobera | $W_o [\mu m]$ | $t [\mu m]$ | $D_o [\mu m]$ | $r_e [\mu m]$ | $D_h [\mu m]$ | $L [mm]$ |
|--------|---------------|-------------|---------------|---------------|---------------|----------|
| T1     | 237           | 194         | —             | 0             | 213           | 1.42     |
| T2     | 249           | 194         | —             | 177           | 218           | 1.43     |
| T3     | 237           | 194         | —             | 0             | 213           | 2.14     |
| T4     | 116           | 194         | —             | 0             | 145           | 1.43     |
| T5     | 447           | 194         | —             | 0             | 271           | 1.43     |
| T6     | 834           | 194         | —             | 0             | 315           | 1.43     |
| T7     | 606           | 388         | —             | 0             | 588           | 1.45     |
| T8     | —             | —           | 510           | 0             | 510           | 1.13     |

Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Figura 4. Esquema de los orificios para cada una de las toberas de estudio.



Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

En cuanto a los puntos a ensayar, se tiene que todas las toberas serán estudiadas en condiciones de flujo continuo a cuatro niveles de presión de inyección (3, 5, 7 y 12 MPa). Para la caracterización hidráulica de los orificios, se medirá el flujo másico proporcionado por las toberas en las cuatro presiones de inyección consideradas y distintas contrapresiones (desde 0.1 hasta 5 MPa). De esta forma y conociendo la geometría de cada tobera se podrá obtener el coeficiente de descarga y detectar las condiciones críticas de colapso del gasto másico, definidas como aquellas en las que el flujo másico se estabiliza sin importar las condiciones aguas abajo de la tobera.

De forma simultánea con las medidas de gasto másico y utilizando la técnica de visualización por iluminación trasera difusa, se podrán detectar las condiciones de presión en las que aparecen por primera vez en el interior del orificio (cavitación incipiente) y la aparición de burbujas aguas abajo de los orificios de salida de las toberas. Estas condiciones serán detectadas partiendo de condiciones cavitantes (es decir, baja presión de descarga), y luego incrementar la presión de descarga con el fin de encontrar el valor donde desaparecen las burbujas a la salida del orificio y el valor donde la cavitación en el interior del orificio desaparece. Para cada una de las condiciones se tomarán 50 repeticiones de imágenes.

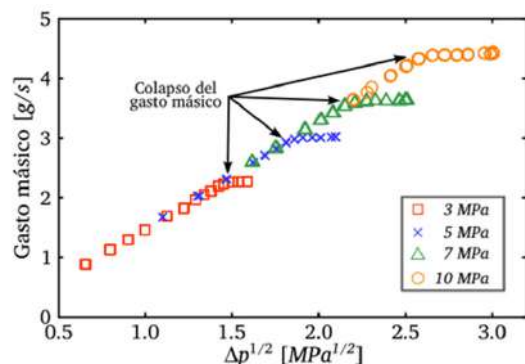
### 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En el presente apartado, se muestran los principales resultados obtenidos en la caracterización hidráulica en estado estacionario, la visualización de la cavitación y la influencia del combustible en el flujo interno.

### 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Con el fin de caracterizar detalladamente el comportamiento hidráulico de las toberas transparentes, se realizarán ensayos a cuatro niveles de presión de inyección ( $P_i$ ) (3, 5, 7 y 10 MPa) y presiones de descarga ( $P_b$ ) entre 0.1 y 5.0 MPa. En la Figura 13, donde se muestra la evolución del gasto másico ( $m$ ) en función de la raíz de la diferencia de presiones ( $\Delta p^{1/2}$ ) para la tobera T1. Como se puede observar para cada presión de inyección, el gasto másico crece linealmente con la raíz de la diferencia de presiones hasta alcanzar las condiciones críticas donde el flujo másico colapsa y empieza a mantenerse constante.

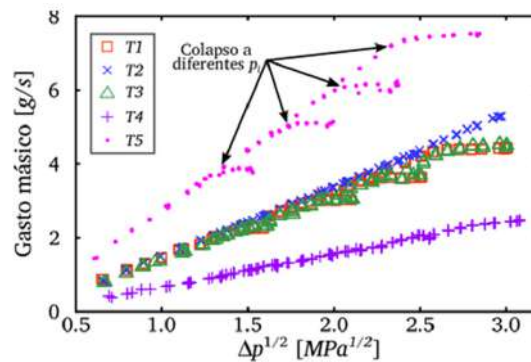
Figura 5. Gasto másico de la Tobera T1 a diferentes  $P_i$  y  $P_b$ .



Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

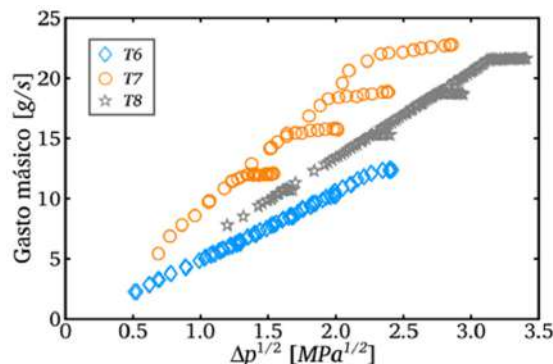
Con el propósito de comparar el gasto másico entre las diferentes toberas y observar adecuadamente el comportamiento entre cada una de estas, ha sido necesario graficar los resultados en dos grupos. Así, en la Figura 14 se muestran los resultados para las toberas más pequeñas con gastos másicos inferiores a 8 g/s, mientras que la Figura 15 muestra los resultados para las más grandes (gastos másicos mayores a 8 g/s).

Figura 6. Gasto másico en función de la raíz de la diferencia de presiones.



Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Figura 7. Gasto másico en función de la raíz de la diferencia de presiones. Toberas T6, T7 y T8.



Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

De estas figuras se observa que para todas las toberas el gasto másico colapsa por lo menos en las condiciones más críticas (alta  $p_i$  y baja  $p_b$ ), excepto la tobera T2, la cual posee un radio de acuerdo a la entrada de 177  $\mu\text{m}$ . De forma similar a la Figura 13 se observa de nuevo tanto en la Figura 14 como en la Figura 15 que el comportamiento del gasto másico con la raíz de la diferencia de presiones es lineal hasta alcanzar el punto crítico de colapso. Adicionalmente, estos resultados muestran con antelación como el colapso del gasto másico aparece con mayor facilidad conforme aumenta la sección de salida de las toberas, aunque durante el transcurso del capítulo se analizará con mayor detalle.

Conociendo el comportamiento de  $m$  en función de  $\Delta P^{1/2}$  para cada tobera, es posible determinar las condiciones críticas de cavitación según el criterio tradicional de colapso del gasto másico mostrado por Nurick (Nurick, 1976); es decir, determinando los puntos críticos a partir de las condiciones donde ocurre el colapso del gasto másico. La manera para conseguir estos puntos, consiste en realizar un ajuste lineal de la evolución de  $m_f$  en función  $\Delta P^{1/2}$  y obtener el máximo valor del gasto másico colapsado.

Siguiendo esta metodología se determina para cada tobera y cada valor de presión de inyección la presión de descarga crítica ( $P_{bcrit}$ ) y con ésta se obtiene el número de cavitación crítico ( $K_{crit}$ ) de acuerdo a la ecuación (6). Los resultados se encuentran tabulados en la Tabla 2

$$K_{crit} = \frac{p_i - p_v}{p_i - p_{bcrit}}$$

Números de cavitación críticos a diferentes presiones de inyección

| Tobera | 3 MPa | 5 MPa | 7 MPa | 10 MPa |
|--------|-------|-------|-------|--------|
| T1     | 1.13  | 1.22  | 1.23  | 1.30   |
| T2     | 1.00  | 1.00  | 1.00  | 1.00   |
| T3     | 1.10  | 1.16  | 1.17  | 1.17   |
| T4     | 1.00  | 1.01  | 1.02  | 1.04   |
| T5     | 1.26  | 1.25  | 1.35  | 1.44   |
| T6     | 1.01  | 1.06  | 1.07  | 1.08   |
| T7     | 1.23  | 1.34  | 1.55  | 1.54   |
| T8     | 1.09  | 1.13  | 1.16  | 1.21   |

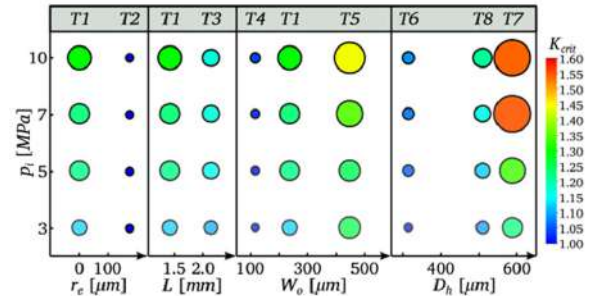
Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Los valores mostrados en la Tabla 2 representan los valores del número de cavitación crítico obtenidos a partir de la ecuación (6), tomando como nulo el valor de  $P_v$  para el gasoil comercial, ya que es considerado despreciable en comparación con las presiones de ensayo. Analizando estos valores y conforme al criterio de Nurick, se observa que los números de cavitación críticos más cercanos a la unidad implican una menor tendencia a cavitarse, mientras que toberas con  $K_{crit}$  mayores tienen una mayor tendencia a cavitarse, ya que necesitan de unas condiciones menos críticas para alcanzar el colapso de flujo másico.

En particular, la tobera T2 tiene un  $K_{crit}$  igual a uno para todas las condiciones de presión de inyección, incluso reduciendo la contrapresión a su valor más bajo (cercano a la presión atmosférica); es decir, con esta tobera nunca se llega a observar el colapso del gasto másico. Lo mismo ocurre con la tobera T4 para la presión de inyección de 3 MPa, donde nunca llega a colapsar el gasto másico, obteniendo así un valor de  $K_{crit}$  igual a la unidad.

En la Figura 16 se muestra en un gráfico de burbujas la evolución del número de cavitación crítico en función de la geometría de las toberas y de la presión de inyección. Así las burbujas más grandes representan  $K_{crit}$  grandes y las burbujas pequeñas  $K_{crit}$  pequeños, acompañados de una escala de colores para una mayor apreciación.

Número de cavitación crítico en función de la geometría de las toberas y la presión de inyección.



Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Este gráfico se ha realizado agrupando conjuntos similares de toberas con el fin de observar la influencia de cada parámetro geométrico por separado, quedando dividida en cuatro grupos: el primer grupo (toberas T1 y T2) son toberas con dimensiones muy similares donde sólo varía el radio de acuerdo ( $r_e$ ), el segundo grupo (toberas T1 y T3) únicamente varía la longitud del orificio ( $L$ ), el tercer grupo (toberas T1, T4 y T5) son toberas en las cuales el único parámetro que varía es el ancho de la tobera  $W_o$  y finalmente el cuarto grupo se ha establecido con el fin de comparar las similitudes en cuanto a números de cavitación entre toberas planas y la tobera cilíndrica. Para este último grupo se han usado las toberas planas con la sección de salida más similares a la cilíndrica usando como parámetro comparador el diámetro hidráulico ( $D_h$ ); que en el caso de toberas planas está dado por la ecuación (7).

$$D_h = \frac{4A_o}{P_o} = \frac{4(W_o \cdot t)}{2(W_o + t)}$$

donde  $A_o$  es el área geométrica a la salida,  $P_o$  es el perímetro en la sección de salida,  $W_o$  es el ancho a la salida y  $t$  es la profundidad del orificio.

Para observar el efecto del radio de acuerdo se tomaron como referencia las toberas T1 y T2, ya que son toberas geométricamente similares donde el único parámetro que varía es  $r_e$ . En la Figura 14 se observó que los valores del gasto másico de la tobera T1 y la tobera T2 en la zona donde  $\Delta P^{1/2}$  es función de son muy parecidos y se debe a que el área en la sección de salida del orificio es prácticamente igual. Sin embargo, en la tobera T1 se aprecia el colapso del gasto másico para cada una de las presiones de inyección, mientras que en la tobera T2 el flujo másico continúa creciendo conforme aumenta  $\Delta P^{1/2}$  con un valor de  $K_{crit}$ . Físicamente este comportamiento se asocia a una menor recirculación en la entrada del orificio conforme el radio de acuerdo es mayor, lo cual repercute en la formación de la cavitación que a su vez conlleva al colapso del gasto másico.

En cuanto al efecto de la longitud del orificio ( $L$ ), se toman como referencia las toberas T1 y T3, ya que son toberas geométricamente similares donde el único parámetro que varía es  $L$ . En la Figura 14 se observa que los valores del gasto másico son muy parecidos y que ambas toberas colapsan. Sin embargo, al observar los valores obtenidos en la Tabla 2 y en la Figura 16 se aprecia que para las diferentes presiones de inyección los valores de  $K_{crit}$  de la tobera T3 son menores a los de la tobera T1. Lo anterior se traduce en que, para una misma presión de inyección, la tobera T3 requiere de unas condiciones más críticas (menor  $P_b$ ) para que el flujo másico colapse. Visto desde el punto de vista físico se tiene que la tobera T3, a las mismas condiciones de descarga que la tobera T1 y al tener una mayor longitud genera mayores pérdidas por fricción, lo cual conlleva a una menor presión a la entrada del orificio, afectando la formación de zonas de recirculación y posterior cavitación.

Para analizar la influencia del ancho a la salida del orificio ( $W_o$ ), se compararán las toberas T1, T4, T5 y T6. Se inicia el análisis comparativo entre las toberas T1, T4 y T5, dejando para el final el análisis de la tobera T6. Al observar la Figura 14 se observa claramente el colapso de las toberas T1 y T5. No obstante para la tobera T4 solo llega a apreciarse el colapso para la presión de inyección más elevada. Para observar este hecho más claramente, al ver los valores obtenidos en la Tabla 2 para la tobera T4 a una presión de inyección de 3MPa que el gasto másico no colapsa ( $K_{crit} = 1$ ) y solo empieza a colapsar para las presiones de 5 y 7MPa. Sin embargo, la tendencia mostrada por los números de cavitación críticos (ver Figura 16) es clara, a medida que incrementa el valor del ancho a la salida de la tobera ( $W_o$ ) el flujo es más propenso a alcanzar las condiciones de colapso. Esto se debe a que en una tobera con una menor restricción a la entrada del orificio (por ejemplo, la tobera T5), genera menores pérdidas de carga que a su vez favorece la formación de zonas de recirculación y la posterior aparición de zonas cavitantes y colapso. En cuanto a la tobera T6 se observa que esta tobera en particular no sigue la tendencia mostrada por las otras tres toberas; es decir, aunque posee una sección de entrada bastante grande, la cual no genera grandes pérdidas a la entrada del orificio, requiere de condiciones más críticas para llegar a las condiciones de colapso.

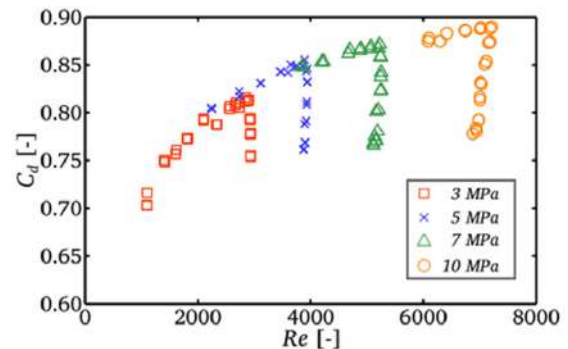
De forma similar para el análisis de la sección de salida ( $D_h$ ), se toman en cuenta las toberas T6, T7 y T8. Estas toberas tienen diferentes secciones a la salida y como se muestra en la Figura 16, la tobera con menor sección de salida (tobera T6) requiere de unas condiciones más severas para alcanzar el punto de colapso. La explicación de este comportamiento, nuevamente se debe a una mayor pérdida de carga a la entrada del orificio al tener una tobera con un  $D_h$  menor haciendo que el flujo sea menos propenso a cavitarse y por tanto que necesite de unas condiciones más severas para que el flujo másico colapse.

Por último, se evalúa la influencia de la presión de inyección en el colapso del gasto másico. Este comportamiento se observa en la Figura 16, mostrando que se requieren de unas condiciones menos severas para alcanzar el colapso del gasto másico conforme aumenta la presión de inyección como ha sido mostrado por otros autores (Salvador F. J., 2003), (De la Morena, 2011). No obstante, la tobera T2 siempre conserva el valor de la unidad ya que nunca llega a colapsar el gasto másico.

### 3.2 INFLUENCIA DE LA GEOMETRÍA EN EL COEFICIENTE DE DESCARGA

Adicionalmente, aparte del valor de flujo másico obtenido en condiciones estacionarias, se puede calcular el coeficiente de descarga según la ecuación (2). En la Figura 17 se muestra un ejemplo de los resultados obtenidos de  $C_d$  en función de  $Re$  para la tobera T1 a diferentes presiones de inyección. Se puede observar que el coeficiente de descarga ( $C_d$ ) tiene una evolución asintótica con el número de Reynolds ( $Re$ ). Sin embargo, en el momento que el gasto másico empieza a colapsar, el coeficiente de descarga cae bruscamente, abandonando el comportamiento asintótico frente al número de Reynolds.

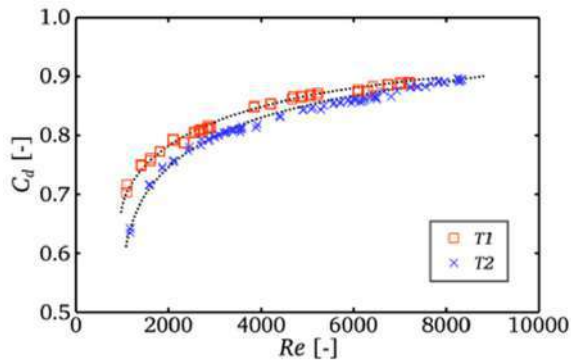
$C_d$  en función de  $Re$  para la tobera T1.



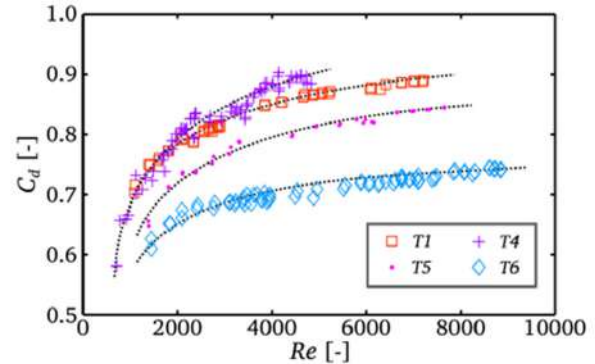
Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Analizando las condiciones de no colapso, en la Figura 18 se observa un comparativo del coeficiente de descarga entre las toberas T1 y T2 (radio de acuerdo diferentes). Se puede apreciar en esta figura que el coeficiente de descarga de la tobera T1 es mayor y que la diferencia de  $C_d$  es un poco mayor a bajos regímenes y posteriormente se van igualando. De hecho, en la Figura 18 se puede apreciar que el valor asintótico del coeficiente de descarga en la tobera T2 parece superar el valor asintótico de la tobera T1 a números de Reynolds más elevados.

Este comportamiento se debe al gran radio de acuerdo que posee la tobera T2, favoreciendo la entrada del flujo al interior del orificio de inyección con unos cambios de direccionalidad menos bruscos en comparación con la tobera T1 que tiene un radio de acuerdo nulo. Sin embargo, dejando de un lado el máximo valor que puede alcanzar el coeficiente de descarga ( $C_{dmax}$ ), se puede observar en la Figura 18 que los puntos experimentales de la tobera T2 se encuentran por debajo de la tobera T1 y se van alejando conforme el régimen del fluido es menor. Lo anterior se debe a que con bajos regímenes, las pérdidas por fricción a través del orificio predominan sobre las pérdidas a la entrada del orificio y según lo mostrado tienen un mayor efecto sobre la tobera T2 al ser un poco más ancha y larga que la tobera T1.

$C_d$  en función de  $Re$  y  $W_o$ .

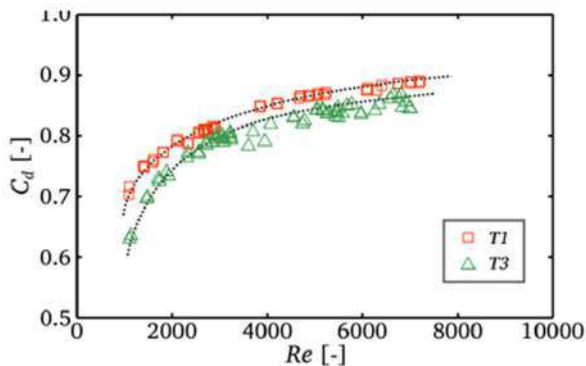
Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

 $C_d$  en función de  $Re$  y  $W_o$ .

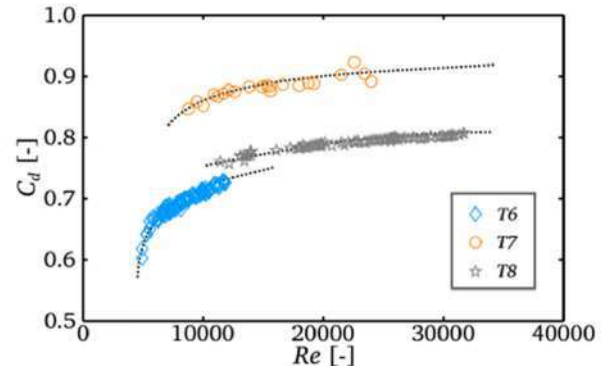
Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Por su parte en la Figura 19, al comparar las toberas T1 y T3 (diferente longitud de orificio), se puede observar que el coeficiente de descarga de la tobera T3 se encuentra por debajo del coeficiente de descarga de la tobera T1, en todos los regímenes ensayados; incluyendo el valor asintótico del coeficiente de descarga a altos regímenes de acuerdo a la tendencia mostrada. Este comportamiento era de esperarse puesto que las pérdidas por fricción son mayores en la tobera T3 al tener una mayor longitud el orificio de inyección suponiendo unas pérdidas a la entrada muy similares para las dos toberas, puesto que tiene la misma sección transversal y un radio de acuerdo nulo.

En la Figura 21 se muestra el comportamiento del coeficiente de descarga para tres toberas con diferentes secciones. Observando estos resultados, se puede analizar que, aunque la tobera con una mayor sección (tobera T7) presenta unas mayores pérdidas por fricción para un mismo régimen debido a una mayor superficie de contacto con el fluido, las pérdidas a la entrada del orificio son menores. Ahora puesto que los cambios de sección entre las toberas son más significativos, las pérdidas a la entrada del orificio predominan sobre las pérdidas por fricción, haciendo que una tobera con una gran sección tenga unas pérdidas totales menores y por tanto un coeficiente de descarga mayor.

 $C_d$  en función de  $Re$  y  $L$ .

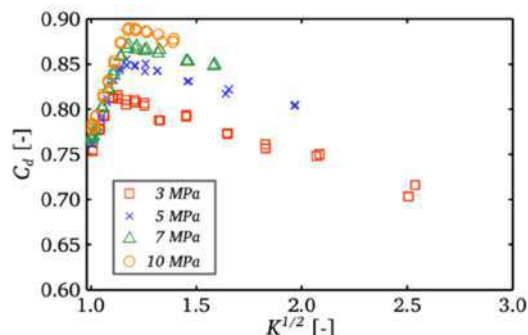
Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

 $C_d$  en función de  $Re$  y  $D_o$ .

Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

En la Figura 20 se observa como varía el coeficiente de descarga para diferentes anchos de tobera. Así, esta figura muestra que la tobera con la sección más pequeña a la salida (tobera T4), tiende a tener un coeficiente de descarga mayor que las demás toberas y éste va disminuyendo conforme el ancho a la salida de la tobera ( $W_o$ ) va incrementando (ver Tabla 1). Este comportamiento se debe a que una tobera con un ancho más grande tiene una mayor superficie de contacto con el fluido generando unas posibles mayores pérdidas por fricción, lo cual se ve reflejado en un menor coeficiente de descarga; es decir, comparando estas toberas, las pérdidas por fricción tienen una mayor influencia en las pérdidas de carga totales.

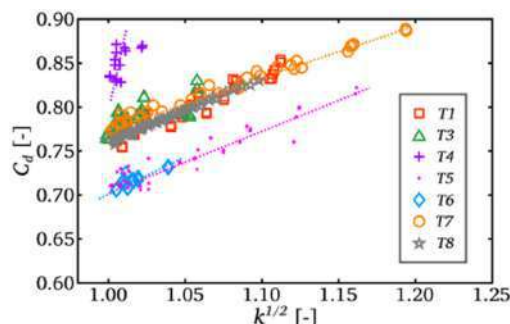
Una vez estudiado el comportamiento hidráulico de las toberas antes que ocurra el colapso del gasto másico se procede a estudiar el comportamiento del coeficiente de descarga en condiciones de colapso. Como se mostró en el modelo de Nurick (ecuación (4)), en condiciones de colapso el coeficiente de descarga es lineal con la raíz cuadrada del número de cavitación ( $K^{1/2}$ ). La Figura 22 muestra un ejemplo del comportamiento del  $C_d$  en función de  $K^{1/2}$  para la tobera T1 a diferentes presiones de inyección.

$C_d$  en función de  $K^{1/2}$  para la tobera T1.

Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Se puede ver en la Figura 22 que para todas las presiones de inyección los puntos de no colapso caen aproximadamente sobre la misma recta, aunque en realidad cada presión de inyección tiene su propia recta pese a no ser apreciado. Por otro lado, los puntos de más a la derecha representan el coeficiente de descarga antes del colapso para cada presión de inyección, siendo estos dependientes del número del Reynolds como se estudió anteriormente.

Finalmente, en la Figura 23 se pueden comparar las diferentes toberas en las condiciones de colapso, representado únicamente los resultados donde el gasto másico ha colapsado, mostrando que todas las toberas tienen un comportamiento lineal del  $C_d$  en función de  $K^{1/2}$ .

 $C_d$  en función de  $K^{1/2}$ .

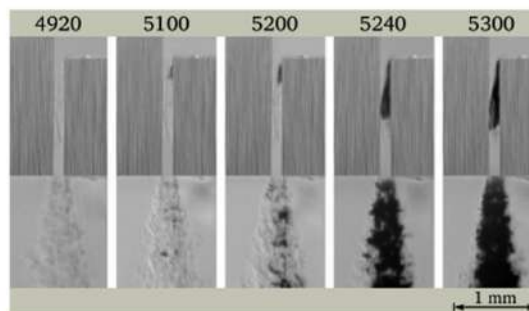
Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Con los valores obtenidos, en (Venegas, 2014) se propone un modelo que predice el comportamiento hidráulico en condiciones de colapso y no colapso para diferentes anchos a la salida de la tobera.

### 3.3 VISUALIZACIÓN DE LA CAVITACIÓN

En la sección anterior se ha estudiado la caracterización hidráulica de cada una de las toberas evidenciando el fenómeno de la cavitación a través del criterio tradicional de colapso del gasto másico. Con el fin de avanzar un poco más en el entendimiento de este fenómeno y de su influencia en el flujo interno, en esta sección se estudiará la aparición de la cavitación tanto en el interior del orificio como a la salida del mismo y su desarrollo en el interior del orificio. Para ello se ha usado la técnica de visualización, descrita en la metodología, inyectando sobre una atmósfera líquida usando gasoil comercial. En (Venegas, 2014) se muestran diferentes tipos de pruebas preliminares a las pruebas finales aquí presentadas y se detalla el procedimiento para el procesamiento de las imágenes.

En la Figura 24 se muestra un ejemplo la evolución del flujo interno y en la salida del orificio a diferentes regímenes (Números de Reynolds) para la tobera T4 con imágenes procesadas. En esta figura de izquierda a derecha se observa una primera imagen sin cavitación con gradientes de densidad a la salida del orificio, seguida de una imagen donde aparece la cavitación en el interior del orificio y unas pequeñas burbujas a la salida, posteriormente la cavitación en el interior va incrementando conforme aumenta el régimen del flujo. Como se menciona en (Venegas, 2014) es posible que para los Números de Reynolds más altos la cavitación se extienda hasta la salida del orificio, pero por la presencia de micro-grietas que se forman justo a la salida resulta complejo determinar el vapor del combustible en esta zona.

Evolución del flujo interno y a la salida a diferentes  $R_e$  para T4.

Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Una vez se han adquirido las imágenes, el siguiente paso consiste en encontrar los números de cavitación críticos cuando aparece la cavitación incipiente y las primeras burbujas a la salida ( $K_{crit,i}$  y  $K_{crit,v}$  respectivamente) para todas las toberas y condiciones de presión. Así, en la Tabla 3 se han resumido los valores de  $K_{crit,i}$  y  $K_{crit,v}$  para cada una de las toberas a las diferentes presiones de inyección ensayadas con el fin de comparar los resultados obtenidos a partir de la visualización con los determinados en la caracterización hidráulica (Tabla 2).

 $K_{crit,i}$  y  $K_{crit,v}$  a diferentes presiones de inyección.

| Tobera | 3 MPa        |              | 5 MPa        |              | 7 MPa        |              | 10 MPa       |              |
|--------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
|        | $K_{crit,v}$ | $K_{crit,i}$ | $K_{crit,v}$ | $K_{crit,i}$ | $K_{crit,v}$ | $K_{crit,i}$ | $K_{crit,v}$ | $K_{crit,i}$ |
| T1     | 1.22         | 1.22         | 1.29         | 1.46         | 1.30         | 1.58         | 1.39         | 1.77         |
| T2     | 1.00         | 1.00         | 1.04         | 1.04         | 1.11         | 1.11         | 1.13         | 1.13         |
| T3     | 1.14         | 1.14         | 1.22         | 1.29         | 1.23         | 1.46         | 1.23         | 1.59         |
| T4     | 1.02         | 1.02         | 1.09         | 1.09         | 1.16         | 1.16         | 1.16         | 1.22         |
| T5     | 1.31         | 1.31         | 1.43         | 1.53         | 1.54         | 1.87         | 1.54         | 1.85         |
| T6     | 1.21         | 1.21         | 1.26         | 1.35         | 1.36         | 1.49         | 1.48         | 1.60         |
| T7     | 1.50         | 1.80         | 1.53         | 1.83         | 1.67         | 1.85         | 1.69         | 2.07         |
| T8     | 1.24         | 1.36         | 1.28         | 1.51         | 1.27         | 1.62         | 1.31         | 1.67         |

Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

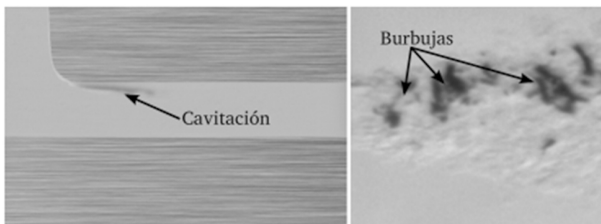
Como se puede observar en las Tabla 3, las tendencias que tienen estos números de cavitación críticos son muy similares a los mostrados en la Tabla 2; es decir, los números de cavitación críticos, tomando como criterios la aparición de las burbujas a la salida y la cavitación incipiente, tienen la misma tendencia mostrada en el gráfico de burbujas de la Figura 16, respecto a la geometría de las toberas y presión de inyección. Por lo tanto, de nuevo se observa que toberas con un mayor radio de acuerdo ( $R_e$ ), mayor longitud de orificio ( $L$ ) y menor ancho a la salida de la tobera ( $W_o$  ó  $D_h$ ) tienen menos tendencia a cavitarse y por otro lado que los números de cavitación críticos son mayores conforme aumenta la presión de inyección, independiente del criterio que se utilice.

Sin embargo, comparando los nuevos criterios, por medio de la visualización, con el criterio tradicional de colapso del gasto másico, en general se observa que, la aparición de las primeras burbujas a la salida de la tobera se da a unas condiciones menos críticas (menor  $\Delta p$  ó mayor  $K$ ) que el colapso del gasto másico y a su vez la cavitación incipiente se presenta a unas condiciones menos críticas que la aparición de las primeras burbujas a la salida del orificio.

Esto ocurre para la mayoría de las toberas y condiciones; no obstante, para la presión de 3MPa se observa que para las toberas T1 a T6, el número de cavitación crítico  $K_{crit,v}$  es igual al número de cavitación crítico  $K_{crit,p}$ ; por tanto, la aparición de las primeras burbujas a la salida del orificio se presenta de forma simultánea a la cavitación incipiente, mostrando que la formación de burbujas a la salida no dependen únicamente de la evolución de cavitación en el interior hasta la salida, sino que pueden existir condiciones locales a la salida que propician la formación de estas burbujas, restándole así importancia a la influencia de las zonas de vapor en el interior del orificio en la formación de estas burbujas a la salida.

En particular, se observa que en la tobera T2,  $K_{crit,v}$  es igual a para todas las presiones de inyección y además  $K_{crit,i}$  a partir de 5MPa, lo que significa que la tobera aunque no presenta colapso del gasto másico si llega a aparecer cavitación en el interior del orificio como se muestra en la Figura 25.

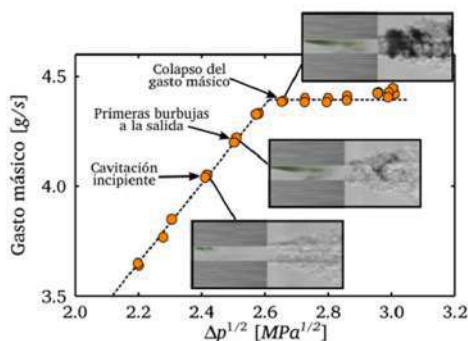
#### Cavitación incipiente y burbujas a la salida para la tobera T2.



Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Así, se puede afirmar que aún en condiciones donde el flujo sigue comportándose de forma lineal con la raíz cuadrada de la diferencia de presiones, puede existir cavitación en el interior y adicionalmente la cavitación en el interior del orificio aparece mucho antes que se produzca el colapso del gasto másico, tal como se puede ver en la Figura 26 para la tobera T1.

#### Diferentes condiciones del flujo. Tobera T1, $p_i = 10\text{MPa}$

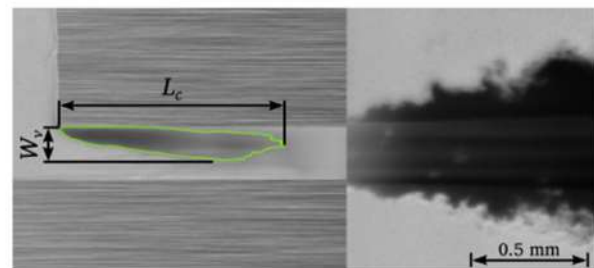


Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Lograr determinar la existencia de cavitación en condiciones previas al colapso del gasto másico concuerda con los resultados obtenidos en otros estudios donde muestran que para que exista colapso de flujo másico las condiciones de cavitación han de ser relativamente severas (Winklhofer, Kull, Kelz, & Morozov, 2001). De hecho, a través de la visualización del flujo interno es posible identificar que una vez el gasto másico ha colapsado, el flujo cavitante se ha extendido por gran parte del orificio.

Para caracterizar la evolución de la extensión ocupada por la cavitación en el interior de los orificios, se han propuesto dos parámetros: la longitud desarrollada por la cavitación ( $L_c$ ) desde la entrada hasta la salida del orificio y el ancho máximo ocupado por la zona de vapor ( $W_v$ ) en la dirección transversal del orificio. En la Figura 27 se muestra un ejemplo de una imagen procesada mostrando los dos parámetros utilizados para caracterizar el desarrollo de la cavitación en el interior del orificio.

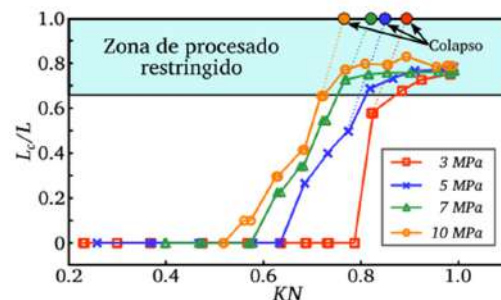
#### Parámetros utilizados para caracterizar la cavitación.



Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

En la Figura 28 se muestra la evolución de la relación  $L_c / L$  frente al número de cavitación  $KN$  (inverso de  $K$ , ver ecuación (3)) para la tobera T1 a diferentes presiones de inyección. Esta representación es similar a la mostrada por Sato y Saito (Sato & Saito, 2002) en la Figura 3 aunque en la Figura 28 se ha utilizado el número de cavitación  $KN$  en lugar de  $CN^{1.1}$ .

#### $L_c / L$ promedio en función de $KN$ . Tobera T1.



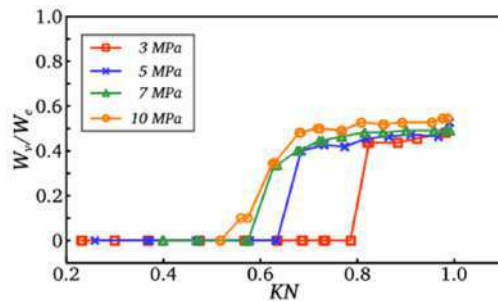
Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

En esta figura se puede apreciar que, desde la aparición de la cavitación, la longitud desarrollada por la cavitación va incrementando conforme las condiciones se van haciendo más críticas (mayor  $KN$ ). Sin embargo, llega un punto donde aparentemente  $L_c$  no sigue incrementando y se estabiliza en torno a un 80% de la longitud total del orificio ( $L$ ) y no en torno al 100% como habría de esperarse. Esto se debe a la dificultad de procesar la parte final del orificio por la presencia de micro-grietas generadas en las ventanas, es decir; seguramente la cavitación se ha desarrollado hasta la salida del orificio (existencia de supercavitación) pero la presencia de micro-grietas en el final de la tobera hace que no sea posible visualizar y detectar por completo el contorno de la cavitación en esta zona.

No obstante, teniendo la tendencia de la evolución longitudinal de la cavitación hasta el 80% de la longitud del orificio, es posible suponer su trayectoria hasta la parte final del orificio (líneas punteadas de la Figura 28) y llegar a concluir que el colapso del gasto másico efectivamente se presenta en condiciones muy cercanas a las condiciones de supercavitación como ha sido visto por Chaves et al. (Chaves, Knapp, Kubitzek, & Obermeier, 1995).

Ahora con el fin de observar la evolución de la zona de vapor en el sentido transversal del orificio, en la Figura 29 se representa la relación entre el ancho ocupado por el vapor y el ancho de la tobera a la entrada ( $W_v / W_e$ ).

$L_c / L$  promedio en función de  $KN$ . Tobera T1.

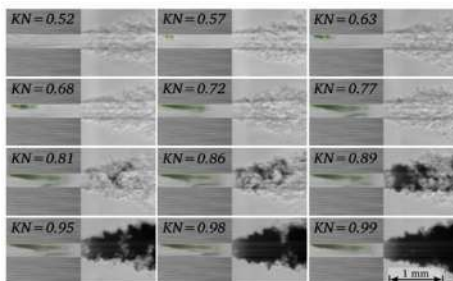


Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

En la Figura 29 se aprecia como una vez aparece la cavitación,  $W_v$  va incrementando conforme las condiciones se van haciendo más críticas y posteriormente se estabiliza en torno a un 50% del ancho del orificio. Adicionalmente, se observa que el máximo valor de  $W_v / W_e$  se escala con la presión de inyección, de forma que la zona cavitante ocupa una zona transversal al orificio un poco más amplia con el aumento de la presión de inyección.

Con el fin de apreciar un ejemplo de la evolución de la cavitación en el interior del orificio para la Tobera T1, en la Figura 30 se muestran imágenes a diferentes condiciones de contrapresión para la presión de inyección de 10MPa. Con las otras presiones de inyección la evolución de la cavitación es similar, aunque se va presentando a unas condiciones más críticas a medida que disminuye la presión de inyección.

Evolución de la cavitación para la Tobera T1.  $P_i = 10\text{MPa}$ .

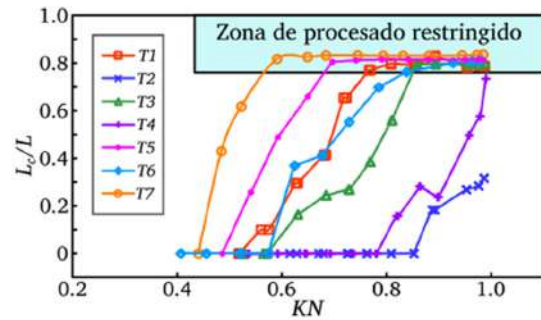


Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Finalmente, con el propósito de llevar a cabo un comparativo entre las diferentes toberas y observar la influencia por separado de cada parámetro geométrico, relacionado con el análisis hecho en la caracterización hidráulica, a continuación, se hace un análisis de cada parámetro por separado.

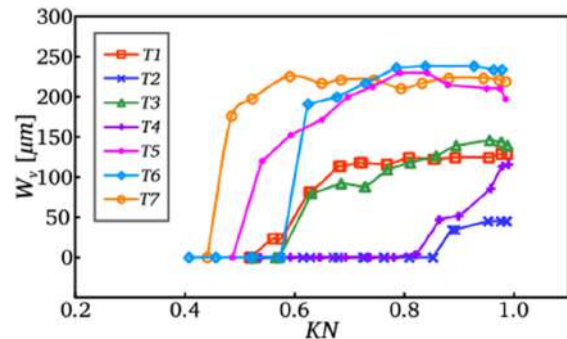
Para llevar a cabo este análisis, en la Figura 31 y en la Figura 32 se muestra la evolución de la relación  $L_c / L$  y el ancho de la zona de vapor ( $W_v$ ) respectivamente para la presión de inyección más elevada (10MPa). Con las demás presiones ocurre algo similar a lo analizado con la presión de 10MPa.

$L_c / L$  en función de  $KN$ .  $P_i = 10\text{MPa}$ .



Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

$W_v / W_e$  en función de  $KN$ .  $P_i = 10\text{MPa}$ .



Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

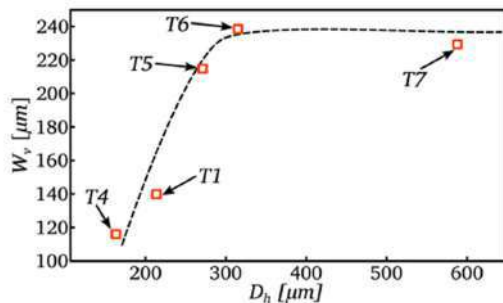
Al comparar las toberas T1 y T2 (diferente  $r_e$ ), en la Figura 31 se observa que la tobera T2 necesita de unas condiciones críticas para empezar a cavitarse y la cavitación se extiende a tan solo un 30% de su longitud total mientras que en la tobera T1 parece llegar hasta la parte final del orificio (aunque se visualiza un 80% de la longitud del orificio). Estos datos resultan coherentes con los obtenidos en la caracterización hidráulica, mostrando el efecto de la supercavitación en el colapso del gasto másico (tobera T1). En cuanto a la evolución de la cavitación en el sentido transversal del orificio, en la Figura 32 se observa algo similar a la evolución longitudinal, mostrando que la cavitación en el caso de la tobera T2 se extiende a tan solo unas 50µm comparado con las 100µm a los que se extiende la tobera T1, resultado del cambio abrupto de la direccionalidad del flujo a la entrada del orificio en ésta última.

Para observar la influencia de la longitud del orificio ( $L$ ), se comparan las toberas T1 y T3. Como se observa en la Figura 31 la tobera T3 requiere de unas condiciones más severas para una misma relación ( $L_c / L$ ), lo cual en términos absolutos significa que la longitud de cavitación ( $L_c$ ) se extiende más rápidamente en la tobera T3. En cuanto a la evolución transversal las diferencias son menos apreciables, puesto que al tener ambas un radio de acuerdo nulo, la direccionalidad del flujo a la entrada es similar haciendo que el ancho estabilizado de estas zonas de recirculación sea muy similar entre las dos toberas.

En cuanto a la influencia del ancho del orificio, se puede observar que, hasta un determinado ancho, la aparición y evolución de la cavitación (tanto de  $L_c$  como de  $W_v$ ) se beneficia cuanto más grande es. Sin embargo, la tobera T6 tiene un comportamiento diferente, lo que muestra que la evolución longitudinal y transversal de la cavitación de la tobera T6 requiere de unas condiciones más críticas debido a unas mayores pérdidas por fricción a pesar de tener unas menores pérdidas a la entrada en comparación con las toberas T1, T4 y T5.

Ahora para conocer la influencia de la sección de salida incluyendo la tobera T7, en la Figura 33 se observa el comportamiento del ancho de vapor máximo estabilizado,  $W_{v,max}$  (ver Figura 32) en función del diámetro hidráulico ( $D_h$ ) de las toberas T1, T4, T5, T6 y T7, en la cuales la zona de vapor llega a estabilizarse en la dirección transversal del orificio.

$W_v$  máximo estable en función de  $D_h$ ,  $P_i = 10$  MPa.



Fuente: Tomada de (Venegas, 2014).

Esto pone de manifiesto que la extensión de la zona de vapor cuantificada a partir de  $W_{v,max}$  en las toberas de mayor dimensión no guarda una relación directa con la sección de salida; es decir, el comportamiento de  $W_{v,max}$  parece indicar que a partir de un determinado tamaño a la salida de la tobera la extensión de la cavitación en el sentido transversal del orificio tiene su propia escala y deja de depender del tamaño de la tobera.

#### 4. CONCLUSIONES

Se determinó la influencia que tiene la presión de inyección en el colapso del gasto másico, mostrando que a medida que la presión de inyección ( $P_i$ ) es mayor incrementa el número de Reynolds ( $Re$ ) favoreciendo la turbulencia en el interior del orificio, lo cual hace la tobera sea más propensa a cavitarse requiriendo unas condiciones menos críticas en la descarga (mayor  $P_{crit}$ ).

Se logró estudiar la influencia de la geometría en la tendencia a cavitarse de una tobera. Así se pudo observar que toberas con mayor radio de acuerdo ( $r_e$ ), mayor longitud de orificio ( $L$ ) y menor sección de salida ( $W_o$  y/o  $D_h$ ) son menos propensas a cavitarse. Esta tendencia ha sido analizada y se relaciona físicamente con unas mayores pérdidas a la entrada (en el caso de menores radios de acuerdo y menores secciones a la entrada) y unas mayores pérdidas por fricción al incrementar la longitud del orificio. No obstante, se pudo observar que, a partir de un determinado tamaño de sección, las pérdidas por fricción empiezan a tener mayor relevancia necesitando de unas condiciones más críticas para que el gasto másico colapse como es el caso de la tobera T6. Esto se encuentra relacionado con unos mayores números de cavitación críticos ( $K_{crits}$ ) conforme incrementa el número de Reynolds ( $Re$ ).

Si bien el colapso de flujo másico ha sido utilizado frecuentemente como criterio para detectar el inicio de la cavitación, se han detectado que los primeros indicios de cavitación en el interior del orificio (cavitación incipiente) y las burbujas de cavitación a la salida de la tobera se presentan en condiciones en las que el flujo aún no está colapsado. Esto indica que para que el flujo másico llegue a colapsarse es necesario que la cavitación esté considerablemente extendida a lo largo del orificio.

Con los datos provenientes tanto de la caracterización hidráulica como de la visualización para las toberas T1, T4, T5 y T6 fue posible determinar correlaciones para predecir el comportamiento del gasto másico, el coeficiente de descarga y los números de cavitación críticos en función de la geometría de la tobera, logrando así predecir el comportamiento hidráulico, la cavitación incipiente y la aparición de las burbujas a la salida del orificio para un ancho de tobera determinado. Adicionalmente se determina la tendencia de los números de cavitación críticos en función del número de Reynolds mostrando una tendencia asintótica. Así, se logró observar que conforme el ancho a la salida es más pequeño se requieren de unas condiciones más severas para empezar a cavitarse y para que el gasto másico colapse.

En cuanto a la evolución de la cavitación en el interior del orificio se pudo mostrar a partir de los parámetros  $L_c$  y  $W_v$  la extensión de la zona de vapor a lo largo y ancho del orificio respectivamente.

A pesar de las micro-grietas en la parte final de los orificios de las toberas planas estudiadas, se pudo observar a partir de las tendencias de  $L_c$  que el colapso del gasto másico se presenta en condiciones de cavitación extrema muy cercana a las condiciones de supercavitación.

Adicionalmente se logró observar que no solo la geometría de las toberas propicia la formación de la cavitación. Por ejemplo, analizando las imágenes de la tobera T2; se visualizaron pequeñas zonas de vapor en su interior a pesar de tener un radio de acuerdo lo suficientemente grande, lo que pone de manifiesto la formación de la cavitación por otros factores como irregularidades en la superficie que entra en contacto con el fluido.

Se pudo analizar que la extensión de la zona de vapor en el sentido transversal del orificio alcanza un valor máximo a partir del cual se estabiliza. Además, se observó que este valor máximo  $W_{v,max}$  tiene su propia escala a partir de un determinado tamaño en la sección de salida.

Este capítulo es producto de la tesis doctoral titulada "Estudio del fenómeno de la cavitación en la inyección Diesel mediante la visualización del flujo interno en orificios" realizada en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València - España.



## REFERENCIAS

- Andriotis, A., & Gavaises, M. (2009). Influence of vortex flow and cavitation on near-nozzle Diesel spray dispersion angle. *Atomization and Sprays*, 19-3, 247-261. Obtenido de <http://www.dl.begellhouse.com/journals/6a7c7e10642258cc,2eb1978e25960e38,72d1ecca50e47b34.html>
- Arai, M., Shimizu, M., & Hiroyasu, H. (1991). Similarity between the breakup lengths of a high speed liquid jet in atmospheric and pressurized conditions. In *ICLASS-91*, Gaithersburg, Maryland.
- Badock, C., Wirth, R., & Tropea, C. (1999). The influence of hydro-grinding on cavitation inside a Diesel injection nozzle and primary break-up under unsteady pressure conditions. *Proc. 15th ILASS-Europe 99*, Toulouse, July 5-7.
- Bae, C., & Kang, J. (2000). Diesel spray characteristics of a common rail VCO nozzle injector. *Thiesel 2000*, Valencia. Editorial de la UPV.
- Bergwerk, W. (1959). Flow pattern in Diesel nozzle spray holes. *Proc. Inst. Mech. Engrs*, 173, n. 25.
- Blessing, M., König, G., Krüger, C., Michels, U., & Schwarz, V. (2003). Analysis of flow and cavitation phenomena in Diesel injection nozzles and its effects on spray and mixture formation. *SAE Paper 2003-01-1358*.
- Bode, J., Chaves, H., Hentschel, W., Kubitzek, A., Obermeier, F., Schindler, K., & Schneider, T. (1992). Fuel spray in Diesel engines. Part I: spray formation. *ATA 92A065*.
- Chaves, H., & Schuhbauer, I. (2006). Cavitation in an asymmetric transparent real size VCO nozzle. *Proceedings of Spray'06*. Obtenido de [http://www.raumfahrtantriebe.de/spray2006/files/spray06\\_chaves\\_final\\_paper.pdf](http://www.raumfahrtantriebe.de/spray2006/files/spray06_chaves_final_paper.pdf)
- Chaves, H., Knapp, M., Kubitzek, A., & Obermeier, F. (1995). Experimental study of cavitation in the nozzle hole of Diesel injectors using transparent nozzles. *SAE Paper 950290*.
- Collicott, S. H., & Li, H. (2006). True-scale, true-pressure internal flow visualization for Diesel injectors. *SAE Paper 2006-01-0890*.
- De la Morena, J. (2011). Estudio de la influencia de las características del flujo interno en toberas sobre el proceso de inyección Diesel en campo próximo. Ph.D. dissertation, Universitat Politècnica de València.
- Desantes, J. M., Salvador, F. J., López, J. J., & De la Morena, J. (2011). Study of mass and momentum transfer in Diesel sprays based on X-ray mass distribution measurements and on a theoretical derivation. *Experiments in Fluids*, 50, 233–246. Obtenido de <http://link.springer.com/article/10.1007/s00348-010-0919-8>
- Gao, Y., Deng, J., Li, C., Dang, F., Liao, Z., Wu, Z., & Li, L. (2009). Experimental study of the spray characteristics of biodiesel based on inedible oil. *Biotechnology Advances*, 27, 616-624. Obtenido de <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0734975009000688>
- Gimeno, J. (2008). Desarrollo y aplicación de la medida de flujo de cantidad de movimiento de un chorro Diesel. Ph.D. dissertation, E.T.S. Ingenieros Industriales, Universitat Politècnica de València.
- Hillamo, H., Sarjovaara, T., Kaario, O., Vuorinen, V., & Larmi, M. (2010). Diesel spray visualization and shockwaves. *Atomization And Sprays*, 20 (3), 177-189. Obtenido de <http://www.dl.begellhouse.com/journals/6a7c7e10642258cc,4e45bd991615efe7,2ebac7b60dc70e11.html>
- Hiroyasu, H. (2000). Spray breakup mechanism from the hole-type nozzle and its applications. *Atomization and Sprays*, 10, 511-527. Obtenido de <http://www.dl.begellhouse.com/journals/6a7c7e10642258cc,1a3008e01332192c,40dc16525a2ae269.html>
- Hiroyasu, H., Arai, M., & Shimizu, M. (1991). Break-up length of a liquid jet and internal flow in a nozzle. In *ICLASS-91*, Gaithersburg, Maryland, July.
- Jeong, H., Lee, K., & Ikeda, K. (2007). Investigation of the spray characteristics for a secondary fuel injection nozzle using a digital image processing method. *Measurement Science and Technology*, 18, 1591. Obtenido de <http://iopscience.iop.org/0957-0233/18/5/051>
- Kastengren, A. L., Zak, F. T., Powell, C. F., Manin, J., Pickett, L. M., Payri, R., & Bazyn, T. (2012). Engine Combustion Network (ECN): measurements of nozzle geometry and hydraulic behavior. *Atomization and Sprays*, 22, 1011–1052.
- Kull, E., & Krüger, G. (2004). Correlation of spray symmetry with mass and momentum of multihole Diesel nozzles. *THIESEL 2004 Conference on Thermo and Fluid-dynamic Processes in Diesel Engines*, (págs. 7–10).



- Lee, W. K., Fezzaa, K., & Wang, J. (2005). Metrology of steel micronozzles using x-ray propagation-based phase-enhanced microimaging. *Applied Physics Letters*, 87, 084105. Obtenido de [http://apl.aip.org/resource/1/applab/v87/i8/p084105\\_s1](http://apl.aip.org/resource/1/applab/v87/i8/p084105_s1)
- Linne, M., Paciaroni, M., Hall, T., & Parker, T. (2006). Ballistic imaging of the near field in a Diesel spray. *Experiments in Fluids*, 40, 836-846. Obtenido de <http://link.springer.com/article/10.1007/s00348-006-0122-0>
- Macián, V., Bermudez, V., Payri, R., & Gimeno, J. (3 de 2003). New technique for determination of internal geometry of a Diesel nozzle with the use of silicone methodology. *Experimental Techniques*, 27, 39-43. Obtenido de <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1111/j.1747-1567.2003.tb00107.x/abstract>
- Nurick, W. H. (1976). Orifice cavitation and its effects on spray mixing. *Journal of Fluids Engineering*, 98, 681–687.
- Payri, F., Bermúdez, V., Payri, R., & Salvador, F. J. (2004). The influence of cavitation on the internal flow and the spray characteristics in Diesel injection nozzles. *Fuel*, 83, 419-431. doi:DOI: 10.1016/j.fuel.2003.09.010
- Payri, R., Garcia, J. M., Salvador, F. J., & Gimeno, J. (2005). Using spray momentum flux measurements to understand the influence of Diesel nozzle geometry on spray characteristics. *Fuel*, 84, 551–561. doi:DOI: 10.1016/j.fuel.2004.10.009
- Payri, R., Salvador, F. J., Gimeno, J., & De la Morena, J. (2009). Study of cavitation phenomena based on a technique for visualizing bubbles in a liquid pressurized chamber. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 30, 768-777. Obtenido de <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142727X09000678>
- Payri, R., Salvador, F. J., Gimeno, J., & la Morena, J. D. (2009). Effects of nozzle geometry on direct injection Diesel engine combustion process. *Applied Thermal Engineering*, 29, 2051–2060. doi:DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.10.009
- Payri, R., Salvador, F. J., Gimeno, J., & Soare, V. (11 de 2005). Determination of diesel sprays characteristics in real engine in-cylinder air density and pressure conditions. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 19, 2040–2052.
- Roosen, P., Unruch, O., & Behmann, M. (1997). Investigation of cavitation phenomena inside fuel injector nozzles. *Rapid Prototyping/Laser Applications in the Automotive Industries*, 439–446.
- Saliba, R., Baz, I., Champoussin, J. C., Lance, M., & Marié, J. L. (2004). Cavitation effect on the near nozzle spray development in high-pressure Diesel injection. *Proceedings of 19th ILASS (Europe)*.
- Salvador, F. J. (2003). Estudio teórico experimental de la influencia de la geometría de toberas de inyección Diesel sobre las características del flujo interno y del chorro. Ph.D. dissertation, E.T.S. Ingenieros Industriales. Universitat Politècnica de València, Valencia.
- Salvador, J. (2007). Influencia de la cavitación sobre el desarrollo del chorro Diesel. *Reverté*.
- Sato, K., & Saito, Y. (2002). Unstable cavitation behavior in a circular-cylindrical orifice flow. *JSME International Journal Series B*, 45, 638-645. doi:10.1299/jsmeb.45.638
- Schmidt, D. P., & Corradini, M. L. (2001). The internal flow of Diesel fuel injector nozzles: a review. *Int J Engine Research. JER 00201 ImechE*, 2.
- Soteriou, C., Andrews, R., & Smith, M. (1995). Direct injection Diesel sprays and the effect of cavitation and hydraulic flip on atomization. *SAE Paper 950080*.
- Soteriou, C., Smith, M., & Andrews, R. (1998). Diesel injector laser light sheet illumination of the development of cavitation in orifices. *Proc. ImechE C529/018/98*.
- Sou, A., Tomiyama, A., Hosokawa, S., Nigorikawa, S., & Maeda, T. (2006). Cavitation in a two-dimensional nozzle and liquid jet atomization. *JSME International Journal Series B*, 49, 1253-1259. Obtenido de [https://www.jstage.jst.go.jp/article/jsmeb/49/4/49\\_4\\_1253/\\_article](https://www.jstage.jst.go.jp/article/jsmeb/49/4/49_4_1253/_article)
- Venegas, O. (2014). Estudio del fenómeno de la cavitación en la inyección Diesel mediante la visualización del flujo interno en orificios transparentes. Ph.D. dissertation, Universitat Politècnica de València.
- Walther, J. (2002). Quantitative untersuchungen der innenströmung in kavitierenden Dieseleinspritzdüsen. Ph.D. dissertation, TU Darmstadt. Obtenido de <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/241/>
- Winkhofer, E., Kull, E., Kelz, E., & Morozov, A. (2001). Comprehensive hydraulic and flow field documentation in model throttle experiments under cavitation conditions. *ILASS-Europe 2001, Zurich*.
- Yon, J. (2003). Jet Diesel haute pression en champ proche et lointain : Etude par imagerie. Ph.D. dissertation, UFR des Sciences de Rouen